

PAT-NO: JP402154845A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02154845 A
TITLE: GEAR SHIFT DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION
PUBN-DATE: June 14, 1990

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

ASADA, TOSHIYUKI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

TOYOTA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP63310419

APPL-DATE: December 8, 1988

INT-CL (IPC): F16H003/66

US-CL-CURRENT: 475/280

ABSTRACT:

PURPOSE: To cope with various specification changes by providing single pinion type first and third planetary gears and the double pinion type second planetary gear in series and connecting specific elements directly or via coupling means respectively.

CONSTITUTION: Single pinion type first and third planetary gears 1 and 3 and the double pinion type second planetary gear 2 are arranged coaxially with input and output shafts 4 and 5; the first and second ring gears 1R and 2R, the first carrier 1C and the second sun gear 2S and the third ring gear 3R, the second and third carriers 2C and 3C are connected invariably or selectively via

coupling means. When 1C, 2S and 3R are connected via a clutch K3 and clutches

K1-K3 and brakes B1-B3 are selectively coupled, for example, shift stages of

seven forward speeds and one reverse speed are obtained. When positions of the

clutches are changed or added, shift stages of seven forward speeds and two

reverse speeds or the like are obtained. A shift shock is reduced, the power

performance is improved, and various specification changes can be coped with.

COPYRIGHT: (C)1990, JPO&Japio

⑫ 公開特許公報(A) 平2-154845

⑤ Int. Cl.³

F 16 H 3/66

識別記号

B

庁内整理番号

7331-3J

⑬ 公開 平成2年(1990)6月14日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全13頁)

⑭ 発明の名称 自動変速機用歯車変速装置

⑯ 特 願 昭63-310419

⑰ 出 願 昭63(1988)12月8日

⑱ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
⑳ 代 理 人 弁理士 渡辺 丈夫

明 報 書

1. 発明の名称

自動変速機用歯車変速装置

2. 特許請求の範囲

第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有する第1遊星歯車と、

第2サンギヤと、第2リングギヤと、第2サンギヤに噛合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第2リングギヤとに噛合する他のピニオンギヤを保持する第2キャリアとを有する第2遊星歯車と、

第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤおよび第3リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第3キャリアとを有する第3遊星歯車とを備え、

第1リングギヤと第2リングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されるとともに、第1キャリアと第2サンギヤと第3

リングギヤとの三者が常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2キャリアと第3キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

この発明は車両用の自動変速機において使用される歯車変速装置に関し、特に三組の遊星歯車を組合せて構成した歯車変速装置に関するものである。

従来 の 技 術

周知のように遊星歯車はサンギヤとリングギヤとこれらに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアとの三要素を有し、そのいずれかの要素を入力要素とするとともに、他のいずれかを出力要素とし、さらに残る他の要素を固定することにより、入力された回転を増速し、もしくは正転減速し、あるいは反転減速して出力することができ、したがって従来一般には、複数の遊星歯車を組合せて

自動変速機用の歯車変速装置を構成している。その場合、遊星歯車の組合せ方や、遊星歯車のギヤ比（サンギヤとリングギヤとの歯数の比）の値、さらにはシングルピニオン型遊星歯車を用いるかダブルピニオン型遊星歯車を用いるかなどによって、得られる変速比が多様になるが、その全ての組合せが実用し得るものではなく、車両への搭載性、製造の可能性、変速特性、要求される動力性能などの諸条件から実用の可能性のある歯車列は限定される。換言すれば、遊星歯車列は、遊星歯車の組合せやギヤ比の設定の仕方によって膨大な数の構成が可能であるために、車両用の自動変速機として要求される諸条件を満たすものを創作することには多大の困難を伴う。

従来、このような背景の下に案出された多数の歯車変速装置が提案されており、そのうち三組の遊星歯車を使用した装置が、例えば特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報、同51-127968号公報に記載

合わせた歯車変速装置では、各要素の連結の仕方やクラッチやブレーキの配置によって設定可能な変速比が大きく変わるのであり、したがって各遊星歯車の要素同士の連結のし方を、常時連結がクラッチを介した連結かを問わずに一定にし、そのような構成の歯車列において入力のためのクラッチや要素を固定するためのブレーキなどの数や配置によって、設定可能な変速段の数やその変速比を適宜に決めることも技術的には可能であり、そのようにすれば、仕様の異なる歯車変速装置であっても基本となる歯車列が共通化されることにより、上記のごとき問題はある程度解消し得るものと考えられる。その場合、基本となる歯車列の構成は、全体として小型軽量であること、製造が容易なこと、設定可能な変速比が等比級数に近い関係にあること、変速ショックの低減に有利なこと、必要に応じ“1”以下の変速比を設定可能なこと、最大変速比と最低変速比との幅が広いことなどの要請を満たすことが好ましい。

このような所謂転用可能性の広い歯車列を得る

されている。

発明が解決しようとする課題

しかるに複数組の遊星歯車を組合わせた歯車変速装置では、それぞれの遊星歯車の連結の仕方やいずれの要素を入力軸に連結するか、あるいはいずれの要素を固定するかによって設定し得る変速段の数や各変速段での変速比が多様に変化する。したがって実用にあたっては、エンジン出力との関係や搭載する車両の用途もしくは要求される特性などに基づいて歯車変速装置を選択している。その場合、クラッチやブレーキの配置のみならず、歯車列の構成までも、既存の歯車変速装置とは異なるものを使用するとすれば、用意すべき歯車変速装置の種類が車両の種類と同程度の多くなるのみならず、設計・製造を含めた歯車変速装置の生産性が悪化することになり、特に仕様の異なる歯車変速装置ごとに基本設計からやり直すことになるとともに、生産工程の共通化が図れないから、生産性が悪くなる。

一方、前述したように、複数組の遊星歯車を組

との観点から前掲の従来の歯車変速装置を検討すると、前述した従来のいずれの歯車変速装置も変速比が“1”以下の所謂オーバードライブ段を設定し得るものとはされていず、また設定可能な変速段を変えるためにクラッチやブレーキの配列をどのように変えるべきかの記述がなく、さらに変速比が必ずしも等比級数に近い関係にはならず、変速ショックの低減に特別の配慮が必要となり、あるいは運転し難いものとなるなどの不都合があると考えられる。

この発明は上記の事情を背景としてなされたもので、多様な仕様に容易に変更することができ、しかも複合した諸条件を共に満たすことのできる基本的な構成を含む自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とするものである。

課題を解決するための手段

この発明は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有する第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リング

ギヤと、第2サンギヤに噛合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第2リングギヤとに噛合する他のピニオンギヤを保持する第2キャリアとを有する第2遊星歯車と、第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤおよび第3リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第3キャリアとを有する第3遊星歯車とを備え、第1リングギヤと第2リングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されるとともに、第1キャリアと第2サンギヤと第3リングギヤとの三者が常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2キャリアと第3キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とするものである。

作 用

この発明の装置では、互いに連結された第1リングギヤと第2リングギヤとが一体となつてもしくは個別に、また互いに連結された第1キャリアおよび第2サンギヤならびに第3リングギヤが一

の遊星歯車1および第3の遊星歯車3をシングルピニオン型遊星歯車によってそれぞれ構成するとともに、第2の遊星歯車2をダブルピニオン型遊星歯車によって構成し、これらの各遊星歯車1、2、3における各要素を次のように連結して構成されている。すなわち第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sと、そのサンギヤ1Sと同心状に配置したリングギヤ1Rと、これらのギヤ1S、1Rに噛合するピニオンギヤを保持するキャリア1Cとを主たる要素として構成されている。これに対して第2遊星歯車2は、サンギヤ2Sと、リングギヤ2Rと、これらのギヤ2S、2Rの間に配置されて互いに噛合する少なくとも1対のピニオンギヤを保持するキャリア2Cとを主たる要素として構成されている。また第3遊星歯車3は、第1遊星歯車1と同様に、サンギヤ3Sと、そのサンギヤ3Sに対して同心状に配置したリングギヤ3Rと、これらのギヤ3S、3Rに噛合するピニオンギヤを保持するキャリア3Cとを主たる要素として構成されている。そして第1遊星歯車1のリングギ

ヤとなつてもしくは個別に、さらに互いに連結された第2キャリアと第3キャリアとが一体となつてもしくは個別に、それぞれ入力要素もしくは出力要素あるいは固定要素とされ、そしてまた第1サンギヤなどの独立した要素が入力要素もしくは出力要素あるいは固定要素とされる。その結果、各遊星歯車が一体となつてもしくはそれぞれ単独で増減速作用を行なつて、入力軸の回転を変速し、もしくはそのまま、あるいは反転して出力軸に伝達する。そしてその場合の変速段が例えば前進5段もしくは6段でかつ後進1段もしくは2段に設定され、あるいはそれ以下の変速段に設定され、さらに最も大きい変速比と最も小さい変速比との幅が広く、しかも各変速比の値が等比級数に近い関係となる。

実 施 例

つぎにこの発明の実施例を図面を参照して説明する。

第1図はこの発明の一実施例を原理的に示す模式図であつて、ここに示す歯車変速装置は、第1

ヤ1Rと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとが一体となつて回転するよう連結され、また第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとが一体となつて回転するよう連結されるとともに、これらのキャリア1Cおよびサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとの間に第3クラッチ手段K3が設けられている。また第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとが一体となつて回転するよう連結されている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラムなどの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの動力伝達手段(図示せず)を介してエンジン(図示せず)に連結されており、この入力軸4と、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sの間には、両者を選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられ、また入力軸4と、互いに連結された第1遊星

歯車1および第2遊星歯車2のリングギヤ1R, 2Rとの間にはこれらを選択的に連結する第2クラッチ手段K2が設けられている。これらのクラッチ手段K1, K2, K3は、要は上記の各部材を選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来一般に自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される湿式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの湿式多板クラッチと一方向クラッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを必要に応じて採用することができる。なお、実用にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1, K2, K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させ得ることは勿論である。

また第1遊星歯車1および第2遊星歯車2の各リングギヤ1R, 2Rの回転を選択的に阻止する第1ブレーキ手段B1が、これらのリングギヤ1R, 2Rとトランスミッションケース(以下、単にケースと記す)6との間に設けられている。ま

た第2遊星歯車2のキャリア2Cおよび第3遊星歯車3のキャリア3Cの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2が、これらのキャリア2C, 3Cとケース6との間に設けられている。さらに第3遊星歯車3のサンギヤ3Sの回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3が、そのサンギヤ3Sとケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1, B2, B3は、従来一般の自動変速機で採用されている油圧サーボ機構などで駆動される湿式多板ブレーキやバンドブレーキ、あるいは一方向クラッチ、さらにはこれらを組合せた構成などとしてすることができ、また実用にあたっては、これらのブレーキ手段B1, B2, B3とこれらのブレーキ手段B1, B2, B3によって固定すべき各要素との間もしくはケース6との間に適宜の連結部材を介在させ得ることは勿論である。

そしてプロペラシャフトやカウンタギヤ(それぞれ図示せず)に回転を伝達する出力軸5が、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに連結されている。

以上のように構成された歯車変速装置では、前進7段・後進1段の変速が可能であって、これらの各変速段は前述した各クラッチ手段K1, K2, K3およびブレーキ手段B1, B2, B3を第1表に示すように係合させることにより達成される。なお、第1表には各変速段の変速比およびその具体値を併せて示してあり、その具体値は、各遊星歯車1, 2, 3のギヤ比 ρ_1 , ρ_2 , ρ_3 を、 $\rho_1 = 0.400$, $\rho_2 = 0.526$, $\rho_3 = 0.471$ とした場合の値である。また第1表中○印は係合状態であることを、また空欄は解放状態であることをそれぞれ示す。以下、各変速段について説明する。

(この頁、以下余白)

第1表

	クラッチ手段	ブレーキ手段	ギヤ比	
			B1	B2
1st	K1	○	○	
2nd	K2	○		○
3rd	K3	○		○
4th				
5th				
6th				
7th				
Rev				

《前進第1速》

第1クラッチ手段K1 および第3クラッチ手段K3 ならびに第1ブレーキ手段B1 を係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1S を入力軸4に連結し、かつ第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のリングギヤ1R, 2R を固定する。したがって第1遊星歯車1では、リングギヤ1R を固定した状態でサンギヤ1S が入力軸4と共に回転するから、キャリア1C が入力軸4に対して減速されて正回転（入力軸4と同方向の回転。以下同じ）し、このキャリア1C の回転が第3クラッチ手段K3 を介して出力軸5に伝達される。なお、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3はそれぞれのキャリア2C, 3C がケース6に対して非連結状態になっており、かつ第3遊星歯車3のサンギヤ3S がケース6に対して非連結状態となっているために特に増減速作用を行なわない。すなわちこの場合は、入力軸4の回転は第1遊星歯車1のみによって減速されて出力軸5に伝達され、前進段で最も変速比の大きい第1速となり、その変速

比は第1表に示す通り、

$$(1 + \rho_1) / \rho_1$$

で表わされ、その具体値は、3.500となる。

《前進第2速》

第1および第3のクラッチ手段K1, K3 と第2ブレーキ手段B2 とを係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1 に替えて第2ブレーキ手段B2 を係合させる。この場合、第1遊星歯車1では、サンギヤ1S が入力軸4と共に回転することにより、キャリア1C およびリングギヤ1R が正回転し、かつキャリア1C がリングギヤ1R より速く回転する。また第2遊星歯車2では、キャリア2C を固定した状態で、第1遊星歯車1のリングギヤ1R と一体のリングギヤ2R が入力軸4より低速で正回転するために、サンギヤ2S が第1遊星歯車1のキャリア1C と共に入力軸4より低速で正回転する。なお、第3遊星歯車3は、サンギヤ3S がケース6に対して非連結状態となっているために、特に増減速作用を行なわない。すなわちこの場合は、入力軸4の

回転が、実質的に第1遊星歯車1と第2遊星歯車2とによって減速されて出力軸5に伝達され前進第2速となる。そしてその変速比は、第1表に示す通り、

$$(1 + \rho_1 - \rho_2) / \rho_1$$

で表わされ、その具体値は、2.185となる。

《前進第3速》

第1クラッチ手段K1 および第3クラッチ手段K3 と第3ブレーキ手段B3 とを係合させる。すなわち第2速の状態第2ブレーキ手段B2 に替えて第3ブレーキ手段B3 を係合させる。この場合も第1遊星歯車1のサンギヤ1S が入力軸4に連結され、これに対して第3遊星歯車3のサンギヤ3S が固定される。したがって第1遊星歯車1では、キャリア1C とリングギヤ1R とが入力軸4より低速で正回転し、かつキャリア1C の回転がリングギヤ1R より速くなり、それに伴い第2遊星歯車2では、第1遊星歯車1のキャリア1C に連結してあるサンギヤ2S と第1遊星歯車1のリングギヤ1R に連結してあるリングギヤ2R と

が正回転し、かつサンギヤ2S がリングギヤ2R より速く回転し、したがってキャリア2C がリングギヤ2R より更に低速で正回転し、これが第3遊星歯車3のキャリア3C に伝達される。第3遊星歯車3は、サンギヤ3S を固定した状態でキャリア3C を正回転させるために、増速作用を行なうことになり、したがってリングギヤ3R はキャリア3C より速く正回転する。その結果、第1遊星歯車1のキャリア1C および第2遊星歯車2のサンギヤ2S ならびに第3遊星歯車3のリングギヤ3R に連結してある出力軸5は入力軸4より若干低速で正回転し、前進第3速となる。そしてその変速比は、第1表に示すように、

$$\frac{\rho_1 + \rho_3 (1 + \rho_1 - \rho_2)}{\rho_1 (1 + \rho_3)}$$

で表わされ、その具体値は、1.379となる。

《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1, K2, K3 を係合させ、かつ全てのブレーキ手段B1, B2, B3 を解放する。すなわち第3速の状態第3

3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段K2を係合させる。したがって第1遊星歯車1のサンギヤ1Sおよびリングギヤ1Rならびに第2遊星歯車2のリングギヤ2Rの三者が入力軸4に連結されることになるので、第1遊星歯車1では、その二要素が入力軸4と共に回転することにより、その全体が一体となって入力軸4と等速度で正回転し、そのキャリア1Cの回転が第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに伝達される。それに伴い第2遊星歯車2では、リングギヤ2Rとサンギヤ2Sとが入力軸4と同速度で正回転するために、その全体が一体となって入力軸4と共に正回転し、そのサンギヤ2Sの回転が第3クラッチ手段K3を介して出力軸5に伝達される。なお、第3遊星歯車3は第2遊星歯車2のキャリア2Cに連結したキャリア3Cおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに連結したリングギヤ3Rの二者が入力軸4と同速度で回転するために、全体が一体となって入力軸4と同速度で回転する。すなわち歯車列の全体が一体となって回転するために入力軸4の回転は

てその変速比は、第1表に示すように、

$$(1 + \rho_2 \rho_3) / (1 + \rho_3)$$

で表わされ、その具体値は、0.848となる。

〈前進第6速〉

第1および第2のクラッチ手段K1、K2と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち上記の第5速の状態第3クラッチ手段K3に替えて第2クラッチ手段K2を係合させる。したがって第1遊星歯車1では、サンギヤ1Sとリングギヤ1Rとが入力軸4に連結されるから、その全体が一体となって入力軸4と共に正回転し、そのキャリア1Cの回転が第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに伝達される。また第2遊星歯車2では、リングギヤ2Rが入力軸4に連結されている一方、サンギヤ2Sが入力軸4と同速度で正回転するから、その全体が一体となって入力軸4と同速度で正回転し、そのキャリア2Cの回転が第3遊星歯車3のキャリア3Cに伝達される。その結果、第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定した状態でキャリア3Cが入力軸4と同速度で正回転するため

そのまま出力軸5に伝達され、したがって増減速作用が生じず、変速比は“1”となる。

〈前進第5速〉

第2および第3のクラッチ手段K2、K3と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち上述した第4速の状態第1クラッチ手段K1に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。この場合、第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sが入力軸4に対して非連結状態となっているから特に増減速作用を行なわない。一方、第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定してあることにより、キャリア3Cとリングギヤ3Rとが正回転する。そのキャリア3Cは第2遊星歯車2のキャリア2Cに連結してあるから、第2遊星歯車2では、リングギヤ2Rが入力軸4と一体となって回転し、かつキャリア2Cがそれより遅く正回転するため、サンギヤ2Sは第3遊星歯車3のリングギヤ3Rと共に入力軸4より遅く正回転する。したがって出力軸5は入力軸4に対して増速されて正回転し、オーバードライブ段である前進第5速となる。そし

に、リングギヤ3Rおよびこれに連結している出力軸5が入力軸4に対して増速されて正回転する。すなわち入力軸4の回転が実質的には第3遊星歯車3のみによって増速されて出力軸5に伝達され、その変速比は、第1表に示す通り、

$$1 / (1 + \rho_3)$$

で表わされ、その具体値は、0.680となる。

〈前進第7速〉

第2および第3のクラッチ手段K2、K3と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち上記の第5速の状態第3ブレーキ手段B3に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。この場合第1遊星歯車1は上記の第5速の場合と同様に、サンギヤ1Sが入力軸4に対して非連結状態となっていることにより特に増減速作用を行なわず、また第3遊星歯車3もサンギヤ3Sがケース6に対して非連結状態となっているから、特に増減速作用を行なわない。これに対して第2遊星歯車2では、キャリア2Cを固定した状態でリングギヤ2Rが入力軸4と共に回転するから、サンギヤ2

S が入力軸 4 に対して増速されて正回転し、オーバードライブ段である前進第 7 速になる。したがってこの場合は、第 2 遊星歯車 2 のみが増速作用を行なうから、変速比は、第 1 表に示す通り、

$$\rho_2$$

で表わされ、その具体値は、0.526 となる。

《後進》

第 1 クラッチ手段 K1 と第 1 および第 3 のブレーキ手段 B1、B3 とを係合させる。すなわち第 1 遊星歯車 1 のサンギヤ 1S を入力軸 4 に連結するとともに、第 1 遊星歯車 1 および第 2 遊星歯車 2 のリングギヤ 1R、2R と第 3 遊星歯車 3 のサンギヤ 3S とを固定する。したがって第 1 遊星歯車 1 では、リングギヤ 1R を固定した状態でサンギヤ 1S が入力軸 4 と共に回転するから、キャリア 1C が入力軸 4 に対して減速されて正回転し、これが第 2 遊星歯車 2 のサンギヤ 2S に伝達される。また第 2 遊星歯車 2 では、リングギヤ 2R を固定した状態でサンギヤ 2S が入力軸 4 より低速で正回転するから、キャリア 2C が逆回転し、こ

れが第 3 遊星歯車 3 のキャリア 3C に伝達される。そして第 3 遊星歯車 3 は、サンギヤ 3S を固定した状態でキャリア 3C を逆回転させるから、増速作用を行ない、リングギヤ 3R はキャリア 3C に対して増速されて逆回転する。すなわち第 3 遊星歯車 3 のリングギヤ 3R に連結してある出力軸 5 は入力軸 4 に対して減速されて逆回転し、後進段となる。したがってこの場合の変速比は、第 1 表に示す通り、

$$-\frac{(1-\rho_2)(1+\rho_1)}{\rho_1 \rho_2 (1+\rho_3)}$$

で表わされ、その具体値は、-2.144 となる。

以上、各変速段について述べたことから明らかに、第 1 図に示す歯車変速装置では、第 1 速から第 4 速の各変速段の変速比が等比級数に近い関係にあることから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができる。さらにオーバードライブ段である第 5 速の変速比が約 0.848、第 6 速の変速比が 0.60 であって、実用可能な範囲の適当

な値となるために、動力性能を確保しつつ高速走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとすることができる。そして各変速段の説明で述べた通り、前進第 1 速ないし第 6 速での隣接する他の変速段に変速する場合、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段を係合させればよいから、すなわち二個の係合手段を切換えて変速を行なうことができるため、変速制御が容易で変速ショックの低減を図ることができる。なお、前記の第 6 速を使用せずに、第 7 速を前記第 6 速の替わりに使用する場合も、第 5 速から第 7 速への変速を二つの係合手段の切換えによって行なうことができるので、変速ショックの低減に有利になる。他方、上記の歯車変速装置では、遊星歯車は三組でよいように、各遊星歯車 1、2、3 におけるギヤ比が 0.40 ~ 0.53 程度のバランスのとれた構成とすることのできる値でよく、それに伴い遊星歯車が大径化することがなく、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることがで

きる。そしてまた各遊星歯車 1、2、3 におけるキャリア 1C、2C、3C に対するピニオンギヤの相対回転数を低く抑えることができる。

ところで第 1 表から知られるように、各遊星歯車 1、2、3 は全ての変速段で増減速作用を行なっている訳ではなく、クラッチ手段やブレーキ手段の係合・解放の状態に応じて適宜の遊星歯車が増減速作用を行なうのであり、したがって各遊星歯車 1、2、3 における各要素の基本的な連結関係（課題を解決するための手段の項で述べた連結関係）を、例えばコネクティングドラムによる常時連結によって達成せずに、前記の第 3 クラッチ手段 K3 のようなクラッチ手段によって必要に応じて達成する構成であっても必要とする変速段を得ることができる。

第 2 図はその例を示すもので、第 1 図に示す構成のうち第 3 遊星歯車 3 におけるサンギヤ 3S とリングギヤ 3R とを第 4 クラッチ手段 K4 によって選択的に連結するよう構成したものである。この第 2 図に示す構成の歯車変速装置の作動表は第

第 2 表

	ク ラ ッ チ 手 段				ブ レ ー キ 手 段		
	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1st	○		○		○		
2nd	○		○			○	
3rd	○		○				○
4th	○	○	○				
5th		○	○				○
6th	○	○					○
7th		○	○			○	
Rev	○				○		○
Rev2	○			○	○		

2表の通りであって、上記の実施例におけると同様に、前進7段・後進1段の変速段を設定することができる。なお、第2表に示すように、第2図に示す構成では、後進段において第4クラッチ手段K4に係合させることにより、第3遊星歯車3はその全体が一体となって回転し、後進段で増減速作用を行わず、したがって第2図に示す構成では、後進段の変速比は、

$$-(1-\rho_2)(1+\rho_1)/\rho_1\rho_2$$

で表わされることになる。

(この頁、以下余白)

また第3図はこの発明の更に他の実施例を示すもので、ここに示す歯車変速装置は、第1図に示す構成のうち第2クラッチ手段K2の配置を替えたものである。すなわち第1図に示す構成では、第2クラッチ手段K2は、入力軸4と第1遊星歯

車1のリングギヤ1Rとの間で第1クラッチ手段K1に対して所謂並列の関係に配置してあるが、第2図に示す構成では、第2クラッチ手段K2を入力軸4と第1遊星歯車1のリングギヤ1Rとの間で第1クラッチ手段K1に対して所謂直列の関係に配置してあり、したがって第1遊星歯車1のリングギヤ1Rを入力軸4に連結する場合には両方のクラッチ手段K1、K2に係合させることになり、同時にこの場合、リングギヤ1Rとサンギヤ1Sとが互いに連結される構成となっている。この第3図に示す構成の歯車変速装置では、前進5段・後進1段の変速段の設定が可能であって、その作動表を第3表に示す。

(この頁、以下余白)

第 3 表

	ク ラ ッ チ 手 段			ブ レ ー キ 手 段		
	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1st	○		○	○		
2nd	○		○		○	
3rd	○		○			○
4th	○	○	○			
5th	○	○				○
Rev	○			○		○

なお、第3表から明らかなように、第3図に示す構成の歯車変速装置では、全ての変速段で第1クラッチ手段K1に係合させることになり、したがってこの第1クラッチ手段K1を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと入力軸4とを常時連結した構成とすることもできる。その例を第4図に示してある。その作動表は第3表からK1の欄を削除したものとなるが、参考までに示せば、第

4 表の通りである。

第 4 表

	クラッチ手段		ブレーキ手段		
	K2	K3	B1	B2	B3
1st		○	○		
2nd		○		○	
3rd		○			○
4th	○	○			
5th	○				○
Rev			○		○

ところで前述した第2図に示す構成の歯車変速装置においても、第2クラッチ手段K2を第1クラッチ手段K1に対して所謂直列関係に配置することも可能であり、これは上記の第3図に示す歯車変速装置に前記の第4クラッチ手段K4を付加した構成になる。その構成を第5図に示してあり、第2クラッチ手段K2は第1クラッチ手段K1に

第 5 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1st	○		○		○		
2nd	○		○			○	
3rd	○		○				○
4th	○	○	○				
5th	○	○					○
Rev	○				○		○
Rev2	○			○	○		

また第5図に示す構成の歯車変速装置においても、その作動表(第5表)から明らかなように、第1クラッチ手段K1は各変速段で係合させることになるから、これを閉止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと入力軸4とを常時連結した構成とすることも可能であり、その構成を図示すれば、第6図の通りであり、またその作動表は第6表の

対して所謂直列の関係でかつサンギヤ1Sとリングギヤ1Rとを選択的に連結するよう配置され、また第3クラッチ手段K3は第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとの間に配置されるとともに、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとリングギヤ3Rとの間に両者を選択的に連結する第4クラッチ手段K4が設けられている。この第5図に示す構成の歯車変速装置の作動表は第5表の通りであり、前進5段・後進2段の変速段の設定が可能である。

(この頁、以下余白)

通りである。

第 6 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1st		○		○		
2nd		○			○	
3rd		○				○
4th	○	○				
5th	○					○
Rev				○		○
Rev2			○	○		

上述した各実施例は、第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとを常時連結した構成であるが、この発明では、これらのキャリア1Cとサンギヤ2Sを選択的に連結するよう構成してもよく、その例を以下に示す。

すなわち第7図に示す構成は、前述した第3図

に示す構成を改良して第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとの間にこれら両者を選択的に連結する第5クラッチ手段K5を介装したものである。この第7図に示す構成の歯車変速装置は前進7段・後進1段の変速段の設定が可能であり、その作動表は第7表に示す通りである。

第 7 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	K5	B1	B2	B3
1st	○		○	○	○		
2nd	○		○	○		○	
3rd	○		○	○			○
4th	○	○	○	○			
5th	○	○	○				○
6th	○	○		○			○
7th	○	○	○			○	
Rev	○			○	○		○

さらに第9図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第1図に示す構成の歯車変速装置に前記の第5クラッチ手段K5を付加して構成したものである。その作動表を第9表に示す。

第 9 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	K5	B1	B2	B3
1st	○		○	○	○		
2nd	○		○	○		○	
3rd	○		○	○			○
4th	○	○	○	○			
5th	○*	○	○	○*			○
6th	○	○		○			○
7th	○*	○	○	○*		○	
Rev	○			○	○		○

(*) : いずれか一方を係合させてもよい。

そしてまた第10図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第5図に示す構成の歯車変速装置に

また第8図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第4図に示す構成の歯車変速装置に前記の第5クラッチ手段K5を付加したものであり、これは、上記の第7図に示す構成から第1クラッチ手段K1を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと入力軸4とを常時連結した構成に相当する。その作動表を第8表に示す。

第 8 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K2	K3	K5	B1	B2	B3
1st		○	○	○		
2nd		○	○		○	
3rd		○	○			○
4th	○	○	○			
5th	○	○				○
6th	○		○			○
7th	○	○			○	
Rev			○	○		○

前記の第5クラッチ手段K5を付加したものである。この構成では前進7段・後進2段の変速段の設定が可能であり、その作動表を第10表に示す。

第 10 表

	クラッチ手段					ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	K4	K5	B1	B2	B3
1st	○		○		○	○		
2nd	○		○		○		○	
3rd	○		○		○			○
4th	○	○	○		○			
5th	○	○	○					○
6th	○	○			○			○
7th	○	○	○				○	
Rev	○				○	○		○
Rev2	○			○	○	○		

さらにまた第11図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第6図に示す構成の歯車変速装置に

第 11 表

前記の第5クラッチ手段K5を付加したものであり、これは上記の第10図に示す構成から第1クラッチ手段K1を廃止して第1遊星歯車1のサンギ71Sを入力軸4に常時連結した構成に相当する。したがってこの構成においても前進7段・後進1段の変速段の設定が可能であり、その作動表を第11表に示す。

(この頁、以下余白)

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K2	K3	K4	K5	B1	B2	B3
1st		○		○	○		
2nd		○		○		○	
3rd		○		○			○
4th	○	○		○			
5th	○	○					○
6th	○			○			○
7th	○	○				○	
Rev				○	○		○
Rev2			○	○	○		

そして第12図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第2図に示す構成の歯車変速装置に前記の第5クラッチ手段K5を付加したものであり、この構成においても前進7段・後進1段の変速段の設定が可能であって、その作動表は第12表に

示す通りである。

第 12 表

	クラッチ手段					ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	K4	K5	B1	B2	B3
1st	○		○		○	○		
2nd	○		○		○		○	
3rd	○		○		○			○
4th	○	○	○		○			
5th	○*	○	○		○*			○
6th	○	○			○			○
7th	○*	○	○		○*		○	
Rev	○				○	○		○
Rev2	○			○	○	○		

(*) : いずれか一方を係合させてもよい。

ところで上述した各実施例では、各クラッチ手段K1、K2、K3、K4、K5を多板クラッチのシンボルで示したが、この発明では静粛性や燃

費の向上あるいは変速ショックの緩和などのために、クラッチ手段として、多板クラッチ以外に一方向クラッチを使用し、あるいは多板クラッチと一方向クラッチとを組み合わせた構成などを使用することができるのであり、またブレーキ手段B1、B2、B3についても上記の各実施例で示した多板ブレーキ以外に、一方向クラッチやバンドブレーキもしくはこれらを組合わせた構成などを使用することができる。このようなクラッチ手段およびブレーキ手段の変形例としては、本出願人が既に出願した特願昭63-1767270号や特願昭63-221670号の願書に添付した明細書および図面に記載したものを採用することができる。

以上、この発明を第1実施例ないし第12実施例を示して説明したが、この発明は上記の各実施例に限定されないことは勿論であり、この発明は、要は、前記の「課題を解決するための手段」の項に記載した構成を有していればよいのであって、各遊星歯車における要素同士の連結形態は、常時

連結であってもクラッチ等の係合手段を介した選択的な連結であってもよく、さらに入力軸および出力軸を連結する要素、および固定すべき要素は必要に応じて適宜決めればよい。

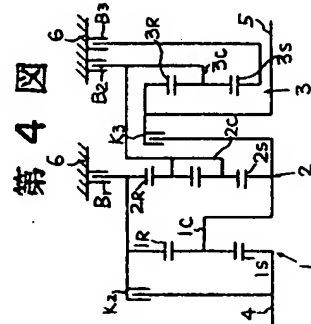
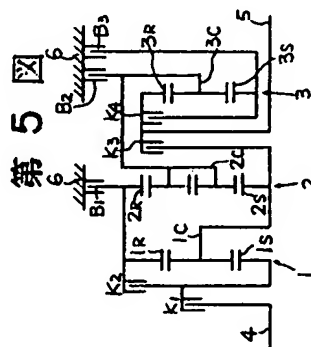
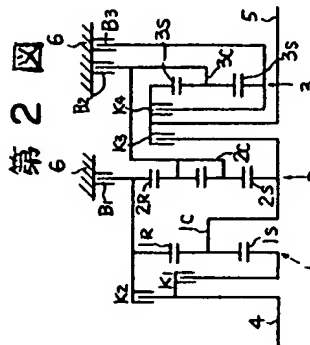
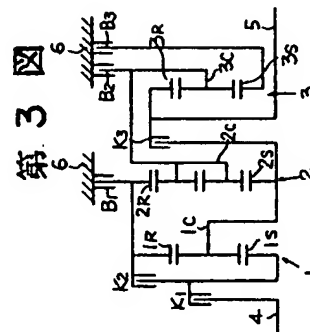
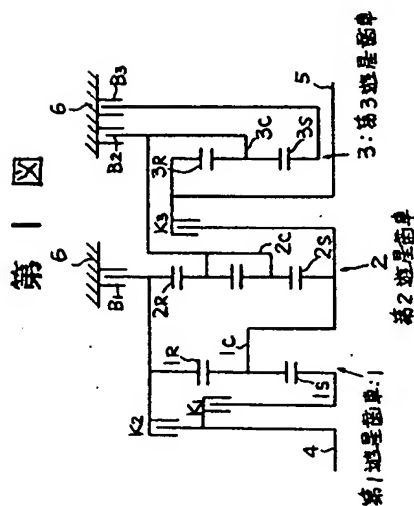
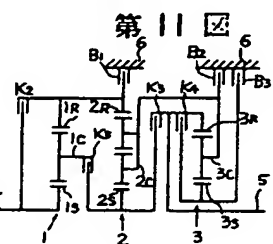
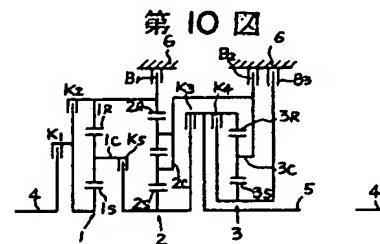
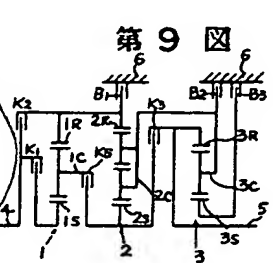
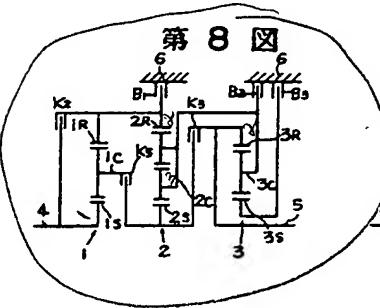
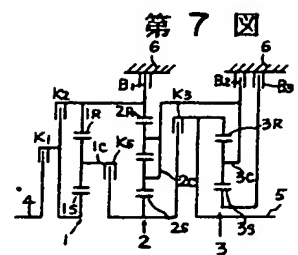
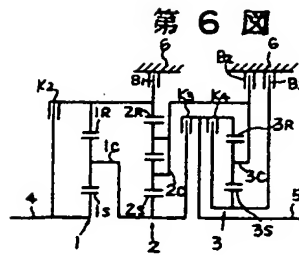
発明の効果

以上説明したようにこの発明によれば、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車を使用した歯車変速装置であって、小型軽量化や変速ショックの低減さらには車両としての動力性能の向上などの実用上の要請を満たすことができ、そして仕様の変更が容易な自動変速機用歯車変速装置を得ることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図ないし第12図はこの発明の実施例をそれぞれ示すスケルトン図である。

1, 2, 3…遊星歯車、1S, 2S, 3S…サンギヤ、1C, 2C, 3C…キャリア、1R, 2R, 3R…リングギヤ。



第 12 図

